

주방용 후드시스템의 유동특성에 관한 수치적 연구

임 경 빈[†], 이 광 섭^{*}, 이 창 희^{**}

한밭대학교 기계공학과, ^{*}한밭대학교 기계설계공학과, ^{**}한양대학교 기계공학과

A Numerical Study on the Flow Characteristics of Kitchen Hood System

Kyung-Bin Lim[†], Kwang-Sub Lee^{*}, Chang-Hee Lee^{**}

Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea

^{}Department of Mechanical Design Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea*

*^{**}Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 425-791, Korea*

(Received October 12, 2005; revision received March 8, 2006)

ABSTRACT: This study aims deriving analysis the flow characteristic of kitchen hood system with using 3-D numerical analysis method and improving the system to expel pollutes more efficiently. This system is applied with $k-\epsilon$ turbulent model and using incompressibility viscosity flow range and boundary condition which are related to Bossinesq approximation following density variation in control volume. To understand the flow characteristics of four models, this study only focuses on velocity field, temperature field, and concentration field varying with followings whether separation plate is set or not and the shapes of separation plates. The quantity of air, speed of exhaust fan and temperature and concentration of heating source are concerned as constant values.

Key words: Bossinesq approximation(부스니스크 접근법), Kitchen hood system(주방 후드시스템), Separation plate(분리판), Shape of separation plate(분리판 형상)

1. 서 론

1970년대 에너지 파동은 에너지의 중요성에 대해 심각하게 고려하는 계기가 되었고 이후에 일상생활의 많은 부분에서 에너지 절약을 고려한 설계가 본격화되기 시작하였다. 공동주택의 경우도 마찬가지로 에너지 소비를 최소화하기 위하여 고단열화, 고기밀화로 설계되었고 이로 인해 주택의 환기성능을 저하시키게 되었다. 이는 결과적으로는 실내 공기질의 악화라는 결과를 초래하게 되었다.

공동주택의 주된 실내 오염원으로는 주방 내에서 음식물 조리시 발생하는 음식냄새와 잉여가스, 잉여열 등이다. 이러한 오염원들은 재실자의 안전과 건강을 위해 매우 중요한 문제로 대두되고 있다. 따라서 이들 오염원들이 주방 전체와 거실로 흘러가지 못하도록 제어하는 연구가 절실히 필요한 실정이다.

실제로 Kim et al.⁽¹⁾은 공동주택 입주자의 설문 조사를 수행하였으며, 음식 및 가스냄새가 심각하다고 언급하였다. Akira et al.⁽²⁾은 2개의 배기구를 가지는 실제 실내의 공간 내에서 공기유동을 해석한 바 있으나, 이들은 각 배기구로 유출되는 송풍량비를 가정하고 배기구에서 배기구면과 평행방향의 면속도 성분이 없다고 가정하여 문제를 해석하였다. Yi⁽³⁾는 주방기기의 열부하 특성

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-821-1600; fax: +82-42-821-1564

E-mail address: kblim024@hanbat.ac.kr

및 풍량산정을 이론과 실험을 통해 산정하여 주방 배기후드의 개선안을 제시하였고, Yun⁽⁴⁾은 주방환기 개선안으로 후드 및 에어 잣의 운전에 따른 주방 내의 열환경 특성을 수치적 방법으로 가시화하였다. 또한 Lim et al.⁽⁵⁾은 주방 내의 보급 공기의 급기구 위치에 따른 실내의 열확산 분포를 수치계산을 통해 최적의 급기구 위치를 결정한 바 있다. 이와 같이 주방 환기시스템의 실내 환기 개선을 위한 노력은 많은 학자들에 의해 계속되어 왔으나 해석영역 전체를 대상으로 하여 3차원 격자분포를 적용하여 일련의 제어체적(control volume)으로 근사시켜 실내의 유동분포 및 취사시 발생하는 오염물질의 농도분포를 수치해석적으로 분석하는 연구는 아직 미비한 실정이다.^(3-5,7)

본 연구에서는 실내 공기질(indoor air quality)을 향상시키기 위한 방안으로 주방용 후드 내에 분리판(separation plate)을 장착하여 분리판의 형상에 따른 후드 내의 유동특성을 3차원 수치해석(3D numerical analysis)을 통하여 분석하였다. 주방용 후드시스템의 설계인자를 도출하기 위하여 해석공간에서의 유입공기의 온도와 배출공기의 속도를 일정하게 설정하였다. 싱크 상단에 농도를 포함한 열원(heat source)을 설정하였고, 분리판이 없는 경우와 분리판이 설치되었을 때, 후드와 주변의 유동특성과 온도분포, 농도분포를 비교하여 분리판의 효과를 검증함으로써 오염물질을 효

과적으로 배출하는 데 중점을 두었다. 3차원 수치해석의 방법이 실측이나 상사 모형으로 구현하기 어려운 모델을 시뮬레이션 통해 유동특성을 가시화시킬 수 있는 기초 자료로 제공하고자 한다.

2. 모델링 및 수치해석적 방법

2.1 모델링 설정

본 연구의 해석모델은 일반적인 공동주택(아파트)의 주방으로 주방의 중앙 천정부에 공기 급기구(O.A diffuser)를 설치하고 후드 내에 배기팬(exhaust fan)을 이용하여 실내의 오염물질을 배출하는 환기방식이 적용된 직방체형(폭×길이×높이=2.6m×4.8m×2.4m)의 3차원 공간으로, 주방 내부에서는 3차원 유동, 비등온, 비압축성 특징을 가지고 있다. 해석대상 모델의 개략도는 Fig. 1에 나타내었다.

후드 내부에 분리판이 없을 때와 설치하였을 때, 그리고 분리판의 형상에 따른 유동특성을 비교하였다.

Fig. 2는 본 연구의 해석모델의 후드 내부에 장착되는 각각의 분리판 형상이다. 각각의 분리판은 폭 0.6m와 두께 0.025m로 동일하며 상단부의 곡면부분을 제외한 분리판의 길이(L)를 다르게 적용하였다. Fig. 3과 Table 1에 분리판 길이 및 설치위치에 대하여 나타내었다.

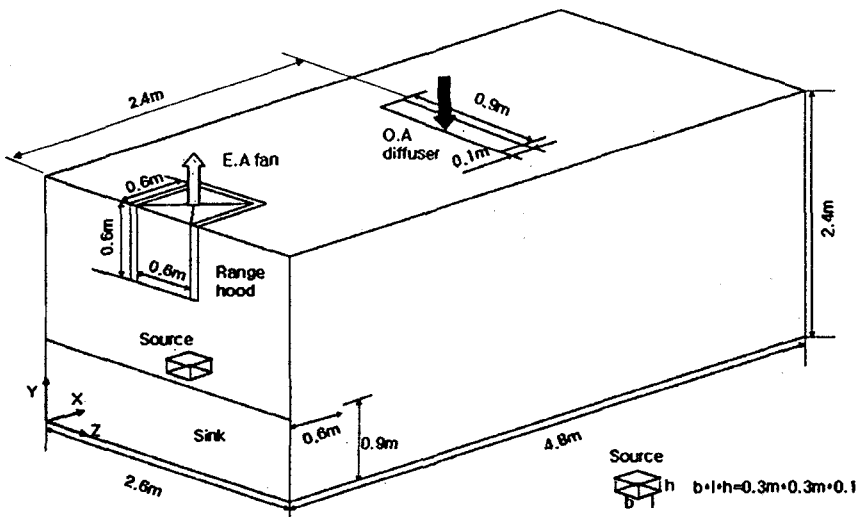


Fig. 1 Schematic diagram of the computational domain.

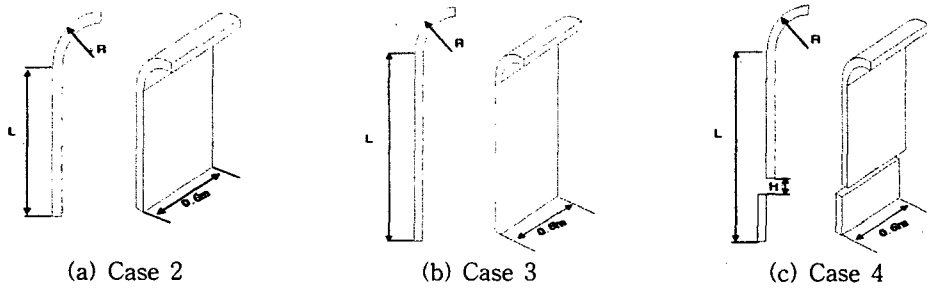


Fig. 2 Feature of separation plate.

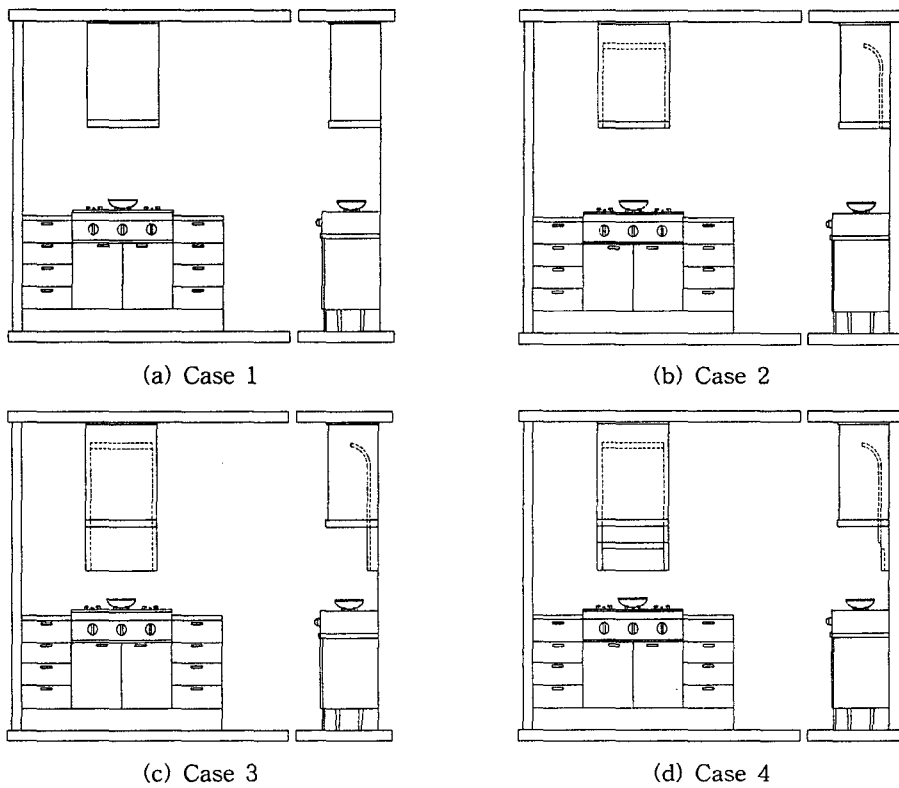


Fig. 3 Setting of separation plates.

Table 1 Lengths of separation plates

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Lengths separation plates (L)	Non separation plate	0.4 m	0.9 m	H=0.04 m
				L=0.9 m

2.2 지배방정식 및 경계조건

본 연구는 주방 내 유동특성 해석을 수행하기

위하여 유동현상을 기술하는 지배방정식에 대하여 정상상태, 비압축성 난류유동으로 가정하였다. 이에 다음과 같은 보존방정식을 설정하였고 난류

모델로는 표준 $k-\epsilon$ 난류모델을 설정하였다. 유동장 내의 밀도변화에 따른 부력항(Boussinesq approximation)을 사용하는 비압축성 정상상태 3차원 난류혼합 대류유동의 지배방정식은 다음의 식과 같이 구성되었다.

2.2.1 지배방정식

연속방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \tag{1}$$

운동량방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_u \tag{2}$$

난류에너지방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} + \mu_t G - \rho \epsilon \tag{3}$$

난류에너지 소산율방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \epsilon) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \\ &+ \frac{\epsilon}{k} (C_1 \mu_t G - C_2 \rho \epsilon) \end{aligned} \tag{4}$$

에너지방정식

$$\frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + S_T \tag{5}$$

농도방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j C) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial C}{\partial x_j} + R_c \tag{6}$$

Table 2 Turbulent constants for standard $k-\epsilon$ model

Constant	Constant value
C_1	1.44
C_2	1.92
C_μ	0.09
σ_k	1.0
σ_ϵ	0.9

여기서,

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\epsilon} \tag{7}$$

$$\tau_{ij} = -(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \tag{8}$$

$$S_u = -\frac{2}{3} (\mu + \mu_t) \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \tag{9}$$

$$\begin{aligned} \mu_t G &= \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \\ &- \frac{2}{3} \left(\rho k + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \end{aligned} \tag{10}$$

Table 2는 본 연구의 수치해석에 사용된 표준 $k-\epsilon$ 난류모델에 사용된 난류상수 값들을 나타낸 것이다.

2.2.2 경계조건

본 연구에서 해석공간에 적용된 경계조건으로서 배기팬의 속도는 일반 주방용 후드시스템을 가동했을 경우로 가정하여 3m/s로 설정하였다. Table 3에 나타낸 바와 같이 경계조건을 설정하였다.

2.3 수치해석적 방법

본 연구에서 사용된 수치해석 상용 프로그램으

Table 3 Boundary conditions

	Size (m)	Temp. (°C)	Velocity (m/s)	Concentration (C)
E.A fan	0.6×0.6	nn	3	nn
O.A diffuser	0.9×0.1	25	12	0
Source	0.3×0.3	100	nn	0.2
Wall	-	Insulation	nn	$\partial C / \partial n = 0$
Symmetry	-	nn	nn	$\partial C / \partial n = 0$

nn: not needed.

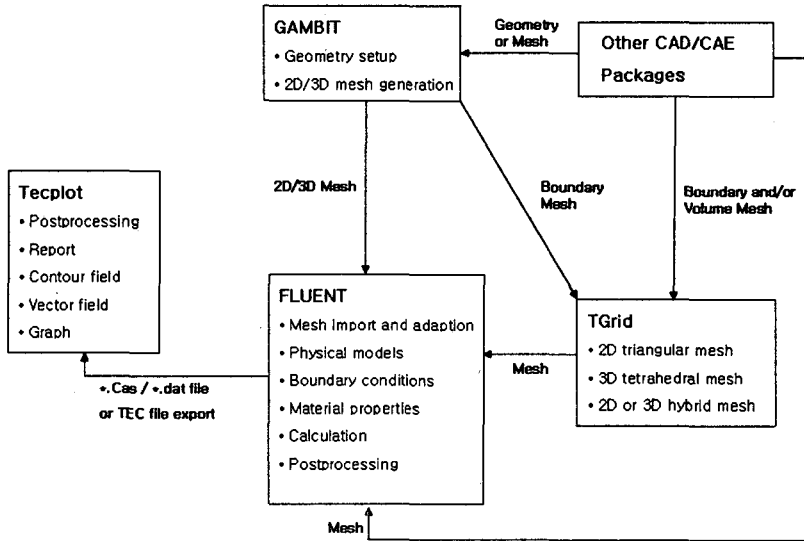


Fig. 4 Basic program structure.

로는 건축물의 복잡한 형상을 갖는 공간에서의 열 전달, 공기유동, 상변화 및 화학반응에 관련된 3차원 유동현상을 수치적으로 해석하기 위해 활용빈도가 높은 전산유체역학 해석 프로그램인 Fluent Ver. 6을 이용하였다. Fluent 프로그램으로 모델링 해석작업을 수행하기 전, 전처리단계(pre-processing)로 CAD 상용 프로그램으로 해석모델의 유체부분을 모델링하였으며, Fluent와 같이 FVM/FEM solver와 호환이 용이한 범용 전처리기인 Gambit Ver. 2.1.X를 이용하여 zone을 나누고 사각 정렬격자와 T-Grid 격자를 이용하여 meshing

작업을 수행하였다. Fig. 4는 모델링에서부터 후처리과정까지의 구성을 도식화한 것이다.

본 연구에서는 전처리 프로그램인 Gambit을 이용하여 Fig. 5에서 보는 바와 같이 전체 해석공간을 7개의 volume으로 나누고 각각의 volume에 사각 정렬격자와 T-Grid 격자를 조합하여 형성하였다. 각각의 case에 격자수는 Table 4에 나타난 것과 같다.

본 연구의 수치해석에서는 계산수렴을 위하여 하향이완계수법(Under-Relaxation factor method)을 이용하였으며 프로그램의 해석과정을 수행하여 방정식의 결과수치들의 이전의 해석 결과수치들과 비교하여 나타나는 오차(error)가 1×10^{-3} 을 수렴표준(convergence criterion)으로 설정하고 이하일 때 수렴하였다고 판단하였다. 유동장에 관한 수렴해를 얻기 위해서 계산 반복(iteration) 횟수는 초기 1,000회 이상으로 설정하여 수행하였으나, 모든 모델에서 반복 횟수가 300~400회 사이에서 속도(u, v, w) 및 온도(T)와 같은 주요변수값들의 오차율이 수렴표준 이하로 떨어져 수렴되었다고 판단하였다.

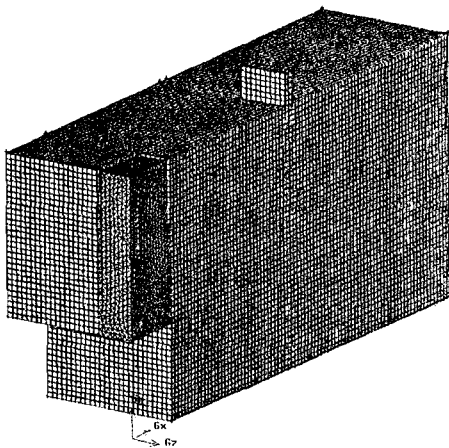


Fig. 5 Grid distribution of calculation domain.

Table 4 Total number of elements

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Total number of elements	246,630	248,082	247,920	248,138

3. 해석결과 및 고찰

본 연구에서는 Fig. 3에 나타난 4가지 경우의 모델에서 각각의 속도벡터와 유동형태, 온도 contour와 온도분포를 수치적으로 해석하였다.

3.1 후드 및 분리판의 형태에 따른 속도분포 및 유동특성

Fig. 6은 4가지 해석모델의 Z방향 중간 평면에서의 X-Y 평면의 속도벡터를 나타낸 것이다. Fig. 6(a)는 후드 내에 분리판이 설치되지 않았을 경우이다. 팬에 의해 약 3m/s로 배기되는 공기는 후드 내부에서도 약 2.7m/s 내외의 속도를 가지며 배기되고 있고 주방 중앙의 천정에 설치된 공기 급기구를 통해 급기된 공기는 수직 하단방향으로 바닥면과 충돌 후 주방 후드방향과 거실방향으로 퍼져 흘러가는 형태를 보이고 있다. 주방의 천정면은 약 0.6m/s, 바닥면에서는 약 1.9m/s로 기류의 속도가 바닥면에서 보다 빠르게 형성되

고 천정부와 바닥면의 중앙부에서는 약 0.2m/s로 기류의 속도가 급격히 낮아지고 있다. Fig. 6(b)는 후드 내부에 분리판을 설치한 경우로 속도벡터의 형태는 공기 급기구 부근에서는 case 1과 비교적 유사한 형태를 나타내고 있지만 후드 내부의 속도를 보면 분리판 뒤쪽으로 보다 빠른 기류가 형성되고 있다. 또한 후드 끝 하단부의 기류속도가 Fig. 6(a)와 비교하여 다소 높아진 것을 볼 수 있다. Fig. 6(c)는 분리판의 길이가 후드 내부를 지나 열원에 근접하게 설치된 경우이다. Fig. 6(c) 또한 Fig. 6(a), (b)와 비교하여 공기 급기구 부근에서의 속도는 유사하다. 그러나 Fig. 6(b)와 비교하여 열원 부근에 위치한 공기 취출구로 인해 열원 부근의 기류속도가 빨라졌음을 볼 수 있다. Fig. 6(d)는 분리판의 길이는 Fig. 6(c)와 같으나 분리판의 하단 부근에서 0.04m의 높이차를 두고 2단으로 분리되어 분리된 하부판을 벽부로 조금 더 밀착시킨 경우이다. Fig. 6(d)는 Fig. 6(c)와 비교하여 2중 취출구를 가지며 수직 취출과 함께 수평 취출구를 용이하게 한 모델이다. Fig.

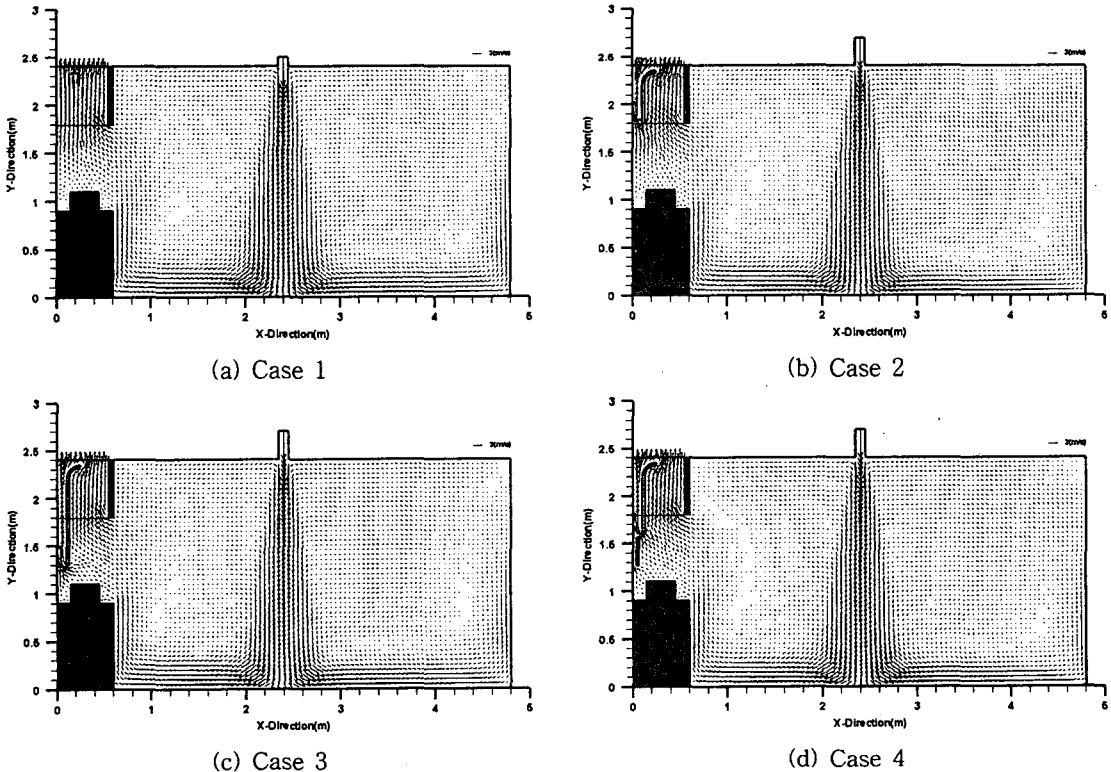


Fig. 6 Each different case of computed velocity vectors on X-Y axis (m/s).

6(c)와 비교하여 분리판의 상부 취출구 부근에서의 유동속도가 없을 때보다 조금 높은 것으로 나타났으나 열원 부근에서의 유동속도가 Fig. 6(c)와 비교하여 현저히 낮아졌다. 그 이유로는 취출구가 한곳인 Fig. 6(c)에 비하여 2개의 취출구 수를 갖는 Fig. 6(d)의 분리판과 벽부 사이에서 압력이 보다 높게 형성되어 기류의 속도가 낮아진 것으로 판단된다.

3.2 후드 및 분리판의 형태에 따른 온도분포특성

Fig. 7은 4가지 해석모델에서 X-Y 평면의 온도분포를 나타낸 결과이다. 주방 전체에 급기되는 공기의 온도는 27°C이고 열원의 온도는 100°C이다. Case 1의 경우 그림에서 보는 바와 같이 급기구를 중심으로 거실방향은 약 28°C 내외로, 공기 급기구의 공기막(air-curtain)의 효과로 인해 급기된 공기의 온도에서 크게 변화되지 않는 것을 알 수 있다. 이것은 급기구의 공기막 효과로 생각된다. 이와 다르게 후드 쪽 영역에서는 열원의 온도가 퍼져 거실 쪽 영역에서와 다르게 온도편

차가 형성되고 있음을 알 수 있다. 후드 전면부의 천정 부근의 온도는 약 47°C 내외이고, 싱크 전면부 바닥면 부근의 온도는 약 44°C 내외로, 상층부와 하층부의 온도편차가 약 13°C 정도 나타나고 있다. 또한 음식조리시 조리자가 위치할 것으로 예상되는 X방향 0.6~1m와 Y방향 1.3~1.7m에서의 온도가 약 57°C로 형성되고 있어 조리자의 열적 쾌적성이 저하될 것으로 판단된다. Fig. 7(b)의 온도분포를 살펴보면 Fig. 7(a)와 비교하여 공기 급기구와 후드 사이의 영역에서 Fig. 7(a)보다 고온의 영역이 줄어들고 후드 전면의 상층부의 온도가 약 43°C, 싱크 전면부 하층부의 온도가 약 41°C로, 편차는 Fig. 7(a)과 비슷하게 나타나지만 상층부와 하층부의 온도가 약 3°C 정도 내려갔음을 알 수 있다. Fig. 7(c)는 Fig. 7(a), (b)와 비교해 보면 그 차이가 확연히 나타난다. 분리판과 벽부사로 고온의 기류가 형성되면서 급기구와 후드 사이의 영역에서의 온도가 낮아지는 특성을 볼 수 있다. 이는 Fig. 7(a), (b)에서 나타났던 싱크 전면부 하단의 온도분포가 거실 쪽 영역과 같은 온도분포를 나타내고 있다. 후드 내부의 온도도

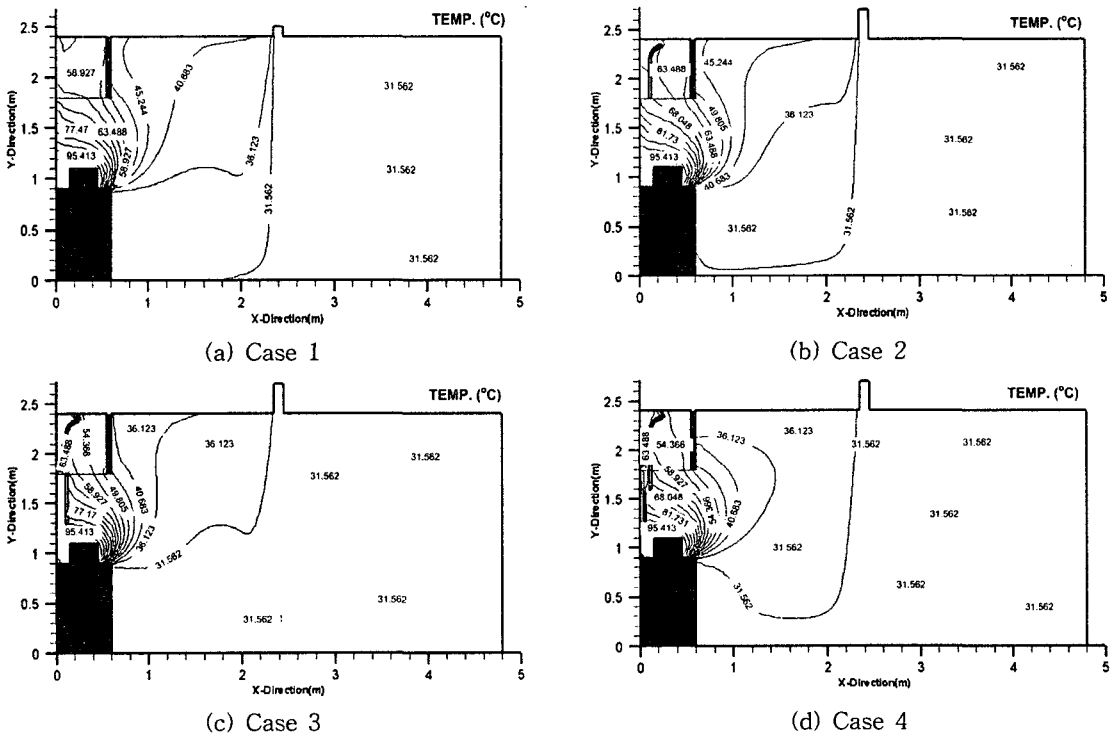


Fig. 7 Temperature distributions according to changing modelling case on X-Y axis.

Fig. 7(b)에서는 약 61°C이었으나 Fig. 7(c)에서는 약 44°C로 약 10°C 정도 낮아졌다. 또한 조리자가 위치하는 곳에서의 온도가 약 47°C 내외로 Fig. 7(b)보다 약 12~15°C까지 낮아졌다. 후드 전면부의 상층부와 싱크 전면부 하단면의 온도가 각각 36°C와 31°C로 온도편차가 5K 이내이고 전체적인 온도도 앞에서 보인 Fig. 7(a), (b)보다 낮은 경향을 보이고 있다. Fig. 7(d)는 Fig. 7(a), (b)에 비해 공기 급기구와 후드 사이의 영역에서 온도분포가 다소 낮게 나타났다. 조리자의 위치에서의 온도분포 역시 55°C 내외로 Fig. 7(a), (b)보다는 조리자가 느끼게 될 열적 쾌적성이 다소 양호해 보이나 Fig. 7(c)와 비교하면, Fig. 7(c)는 Fig. 7(d)보다 양호한 결과를 나타내고 있다. Fig. 7(d)의 상판부와 하단부의 온도를 비교해 보면 상층부의 온도는 약 36°C, 하단부의 온도는 약 31°C로 Fig. 7(c)와 유사한 편차를 가지고 있다. 그러나 온도분포특성을 보면, Fig. 7(c)보다 온도가 넓게 분포하고 있음을 보였다.

3.3 후드 및 분리판의 형태에 따른 농도분포특성

Fig. 8은 4가지 모델형상 변화에 따른 X-Y상의 농도분포를 나타낸 결과이다. 농도원에서 CO₂는

질량분율(mass Fraction)을 0.2로 설정하여 계산을 수행하였다. Fig. 8(a)의 농도분포를 살펴보면 급기구의 우측영역에서 바닥면은 0.00028 정도의 농도분포를 나타내고 있으며, 순환영역의 중심 부근에서는 0.00028~0.00056의 농도분포가 형성된다. 급기구와 주방후드 사이의 영역에서는 바닥 부근의 농도는 0.00025~0.00056 사이의 농도분포가 형성되고 있으며, 천정 부근에서는 최고 0.00168 정도의 농도분포가 나타나 그 편차가 0.0011~0.0014 정도로 나타났다. Fig. 8(b)는 Fig. 8(a)와 비교하여 급기구 우측 영역에서의 농도분포가 0.00028 정도의 최저 수치로 균일하게 나타났다. 후드 쪽 영역에서의 바닥 부근의 농도가 0.00028~0.00056 사이에서 농도가 분포하고 있다. 천정 부근에서는 0.00168 정도로 농도편차는 Fig. 8(a)와 유사한 경향성을 보였다. 그러나 영역별 분포를 살펴보면 0.00056~0.00112 영역의 Fig. 8(a)와 비교하여 많이 줄었음을 알 수 있다. 또한 조리자의 위치 부근의 영역을 살펴보면 후드 내 분리판의 영향으로 후드 쪽으로 보다 깨끗한 공기가 형성되는 것을 볼 수 있다. Fig. 8(c)는 Fig. 8(a), (b)와 비교하여 확연한 차이를 나타내고 있다. 급기구 우측 영역의 농도분포는 case 2와 동일하게, 최하의 농도 수치로 균일한 분포를 나타내고 있으며, 후드 쪽

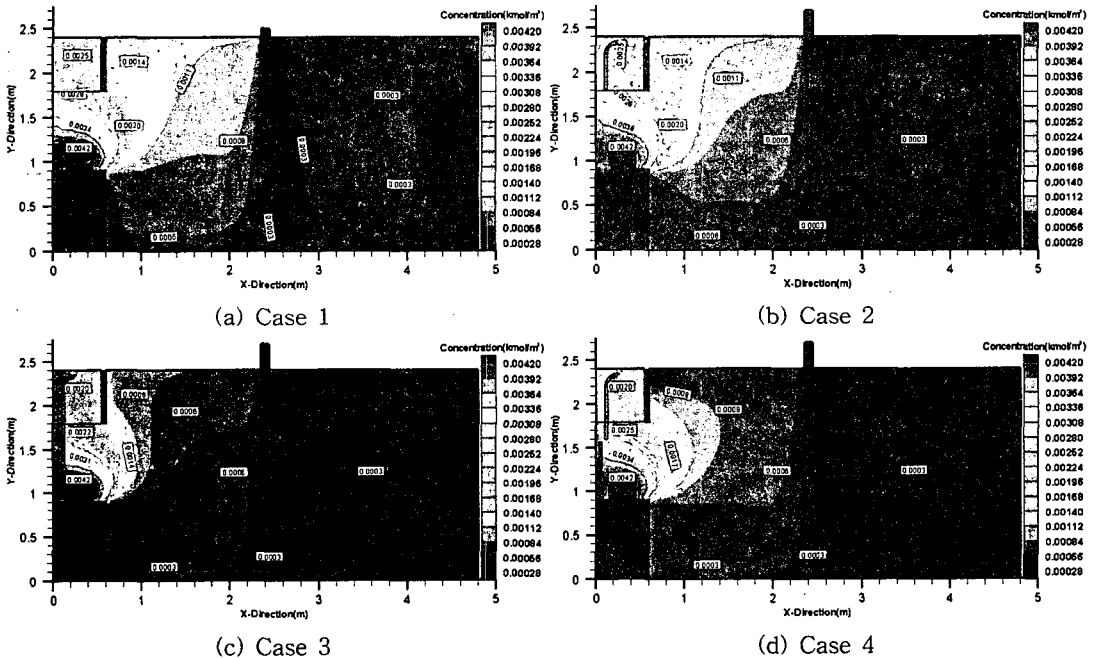


Fig. 8 CO₂ concentration distribution according to changing modelling case on X-Y axis (kmol/m³).

영역에서도 천정 부근의 농도가 0.0008 정도로 상당히 낮아졌음을 알 수 있고, 주방의 대부분이 0.00084 이하의 농도분포를 나타내고 있다. 분리판과 벽부사이 공간의 농도분포를 살펴보면 0.00392 이상의 농도분포를 나타내고 있다. 이러한 영향으로 주방의 공기는 오염이 덜 되어 보다 쾌적한 공기분포를 나타낼 수 있었고, 조리자의 위치에서도 농도분포가 상당히 줄었다. Fig. 8(d)에서는 Fig. 8(c)와 비교하여 분리판 뒤쪽은 농도분포는 상대적으로 약간 낮았다. 그것은 2중 분리판의 영향으로 Fig. 8(c)보다 분리판 뒤쪽의 압력이 높아져 오염공기가 좀더 원활히 배출되지 않았다고 판단된다. 또한 2중 분리판과 벽부사이의 공간이 너무 협소해 유동에 지장을 준것도 오염물질 배출을 방해하는 또 하나의 요인으로 판단된다. 그러나 주방 영역의 농도분포를 살펴보면 천정 부근의 농도분포는 오히려 Fig. 8(c)보다 낮아졌다. 이것은 2중 분리판이 수평취출 효과를 나타내어 후드 밖으로 빠져나가는 기류를 어느 정도 감소시킨 결과로 판단된다.

3.4 Z=0와 Y=1.6 지점에서의 온도 및 농도 분포특성

Fig. 9는 4가지 모델에 대하여 중심평면(Z=0)에서 높이가 1.6 m인 지점에서 온도특성을 나타낸 결과이다. 벽면의 온도는 case 4가 가장 높았고

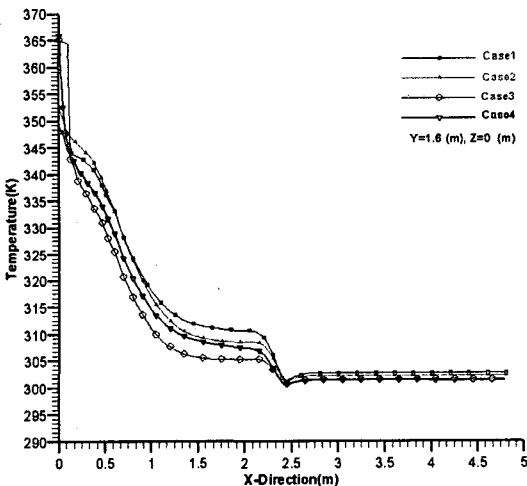


Fig. 9 The temperature characteristics at Y=1.6 m and Z=0 m.

case 1이 가장 낮았다. 그러나 X방향 0.2~0.3 m 부근에서 그래프가 역전되어 case 3과 case 4가 case 1과 case 2보다 낮아졌다. 이것은 분리판의 효과로 판단된다. 이후 분리판 이후부터 공기 급기구까지의 영역에서는 case 3이 가장 낮은 온도분포를 보여 4가지 모델 중 가장 양호한 것으로 나타났으며, 0.6 m 부근(싱크대의 끝)까지는 case 2가 가장 높은 온도분포를 나타냈고 0.6 m 이후부터 급기구까지의 영역에서는 case 1이 가장 높은 온도분포를 나타내었다. X방향 1.3~2.2 m 사이에서 온도수치가 완만히 변하는 것은 해석영역 내에 형성되는 순환영역(circulation)의 영향으로 판단된다. 순환영역의 중심에서는 유동이 정체되므로 급격한 온도변화를 보이지 않고 비슷한 온도분포를 보이게 된다. 또한, 급기구 이후의 영역에서도 case 1이 가장 높은 온도분포를 나타낸 것으로 보아 case 1이 4가지 모델 중 열 확산이 가장 많이 나타나는 것으로 판단되었다. 조리자의 위치에서 볼 때 가장 양호한 모델은 case 3이고 case 4, case 2, case 1의 순서로 나타났다.

Fig. 10은 4가지 모델의 농도분포를 나타낸 결과이다. Case 3과 case 4가 후드 쪽 벽면에서 비슷한 농도수치를 나타냈으나 case 4가 case 3보다 약간 높은 수치를 나타내고 있다. X방향 0.2 m까지의 농도수치는 case 4가 가장 높았으며, 그후로 case 3, case 2, case 1의 순으로 나타났다. X방향 0.2~0.7 m 사이에서는 case 2가 가장 높은

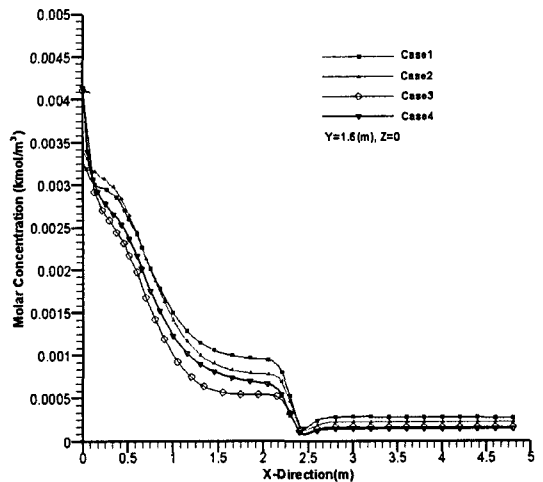


Fig. 10 The CO₂ concentration characteristics at Y=1.6 m and Z=0 m.

농도수치를 나타냈고 case 1, case 4, case 3의 순서로 형성되었고 0.7m 이후 영역에서는 case 1이 가장 높은 농도수치를 나타냈고 case 2, case 4의 순서로 나타났으며 case 3이 가장 낮은 농도수치를 나타냈다. 공기 급기구 이후의 분포는 case 3와 case 4가 같은 농도수치를 나타내고 있다. 이처럼 후드 쪽 벽면의 농도수치가 다른 모델에 비하여 case 3과 case 4가 높게 나타나는 요인으로 분리판의 설치로 분리판과 벽면의 사이로 농도배출이 활발히 이루어지기 때문이라고 판단된다. 또한, X방향 1.2~2.3m의 영역에서 농도수치가 완만히 변하는 것은 공간 내의 순환영역이 형성되어 공기의 유동이 적어지면서 농도의 변화가 거의 일정하게 나타난다고 판단된다. 4가지 모델의 농도 분포 해석결과 case 3이 해석모델 전역에서 가장 낮은 농도분포를 보이고 있고 조리자의 위치에서 농도수치도 가장 낮으므로 case 3이 오염물질 배출이 가장 원활하고 쾌적한 실내환경 조성에 가장 적합한 것으로 나타났다.

4. 결 론

본 연구는 4가지 모델에 대한 유동특성, 온도 및 농도분포특성을 분석한 결과는 다음과 같다.

(1) 4가지 모델의 속도분포를 분석한 결과 주방용 후드 내의 속도분포는 case 3이 가장 빠르게 나타났으며 case 4, case 2, case 1의 순으로 나타났다.

(2) 주방 내의 유동을 흐름은 급기구에서 급기된 공기가 수직으로 하강하여 바닥면에 충돌 후 바닥면을 따라 좌우로 퍼지게 되며 순환영역이 형성되었다. 대순환 영역의 중심은 급기구 우측 영역에서는 4가지 모델이 유사한 형태를 나타내었으며 case 2, case 3은 순환영역의 중심이 상당히 소멸되었고 중심의 위치도 주방후드 쪽으로 이동되었다. 또한 case 3의 경우 싱크 상면부에서의 유동의 대부분이 분리판 뒤쪽으로 향하고 있어 잉여열과 오염물질의 확산을 가장 효과적으로 줄일 수 있는 모델이었다.

(3) 온도분포와 농도분포를 분석해 본 결과 실내로 퍼진 잉여열과 CO₂의 농도수치는 case 3가 가장 낮게 나타났으며 case 4, case 2, case 1의 순으로 나타났다. 따라서 case 3의 모델에서 열의 확산 정도나 CO₂ 농도의 분포는 재실자가 느

끼게 될 실내 쾌적성을 고려해 볼 때 가장 양호한 결과로 나타났다.

(4) 분리판의 취출구는 오염원에 가까이 접근시키고, 2중 취출구보다는 단일 취출구로 하여 음압을 최대한 형성시키는 것이 보다 효과적인 것으로 나타났다. 분리판 없는 후드 모델(case 1)과 가장 효과적인 모델로 나타난 case 3의 실내 온도분포는 case 3이 case 1에 비해 약 1.4~1.9%, CO₂의 농도분포는 9.4~11.9% 가량 개선효과가 있는 것으로 나타났다.

참고문헌

1. Kim, J. T., 1998, The performance of kitchen and living room on the apartment house, The Journal of Industrial Liaison Institute, Vol. 4, pp. 230-237.
2. Akira, Y. 1975, The numerical analysis of room air distribution, Part 1, 2, 3, The society of heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineering of Japan, Vol. 48, pp. 33-40.
3. Yi, S. H., 1999, A case study on the ventilation system of kitchen, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigerating Engineering, Vol. 10, No. 2, pp. 355-364.
4. Yun, J. M., 2000, A study of kitchen ventilation system for apartment, Report of ECTA Co., Ltd., RP. 1-9.
5. Lim, K. B., 2003, A performance evaluation by air diffuser position of kitchen ventilation system, Hanbat University Manufacturing Technique, Vol. 3 No. 1, pp. 69-76.
6. Launder, B.E. and Spalding, D.B., 1974, The numerical computation of turbulent flows, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, pp. 269-289.
7. Bradshaw, P., Cebeci, T. and Whitelaw, J. H., 1981, Engineering calculation method for turbulent flow, Academic Press.
8. Motoyasu, K., 1993, A study of a local ventilation system for house, Housing Research Foundation.
9. Turner, J. S., 1973, Buoyancy effects in fluids, Cambridge University Press.

10. Kuenh, T. H., Ramsey, J. W., Han, H. T., Perkovich, M. and Youssef, S., 1989, A study of kitchen range exhaust system, ASHRAE Tran., Vol. 95, Part 1, p. 774.
11. Han, H. T., 1999, Controlling of polluted air for kitchen, Air Clean Technology in Korea Sixteenth Air Cleaning Technology Seminar, pp. 2-17.